

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 10-138904 ✓
 (43)Date of publication of application : 26.05.1998

(51)Int.CI.

B60T 8/66

(21)Application number : 08-298696
 (22)Date of filing : 11.11.1996

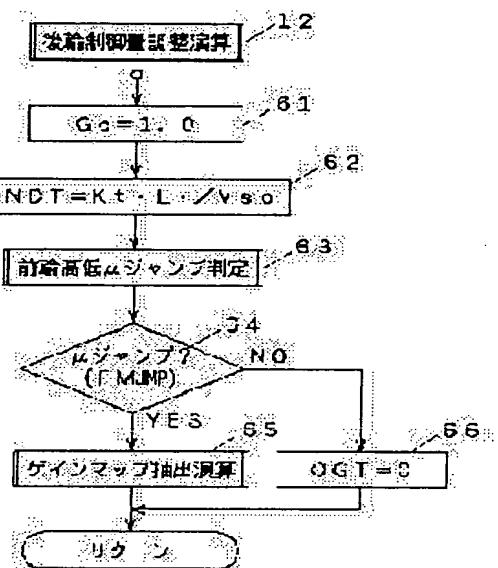
(71)Applicant : AISIN SEIKI CO LTD
 (72)Inventor : YAMAZAKI NORIO
 TOUTSU KENJI
 YASUI YOSHIYUKI
 FUKAMI MASANOBU
 ITO TAKAYUKI

(54) BRAKING CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To avoid a decrease in the wheel brake pressure control capacity due to a relatively sudden change from high to low of the coefficient of friction of the road surface to obtain a quick followability.

SOLUTION: In a braking control device which includes wheel brake pressure control means ECU and PC which compute in an estimation manner the car body speed on the basis of the number of revolutions of the front and rear wheels of a vehicle, and on the basis of the car body speed and the number of revolutions of the front and rear wheels, increase or decrease the pressure of the wheel brakes for the front and rear wheels, wheel brake pressure control means ECU and PC decrease the wheel brake pressure of the rear wheels interlocking with the decrease of the wheel brake pressure of the front wheels which corresponds to the change from high to low of the coefficient of friction of the road surface.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-138904

(43)公開日 平成10年(1998)5月26日

(51)Int.Cl.⁶

B 60 T 8/66

識別記号

F I

B 60 T 8/66

B

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 19 頁)

(21)出願番号 特願平8-298696

(22)出願日 平成8年(1996)11月11日

(71)出願人 000000011

アイシン精機株式会社

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地

(72)発明者 山崎憲雄

愛知県刈谷市昭和町2丁目3番地 アイシン・ニューハード株式会社内

(72)発明者 十津憲司

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

(72)発明者 安井由行

愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

(74)代理人 弁理士 杉信興

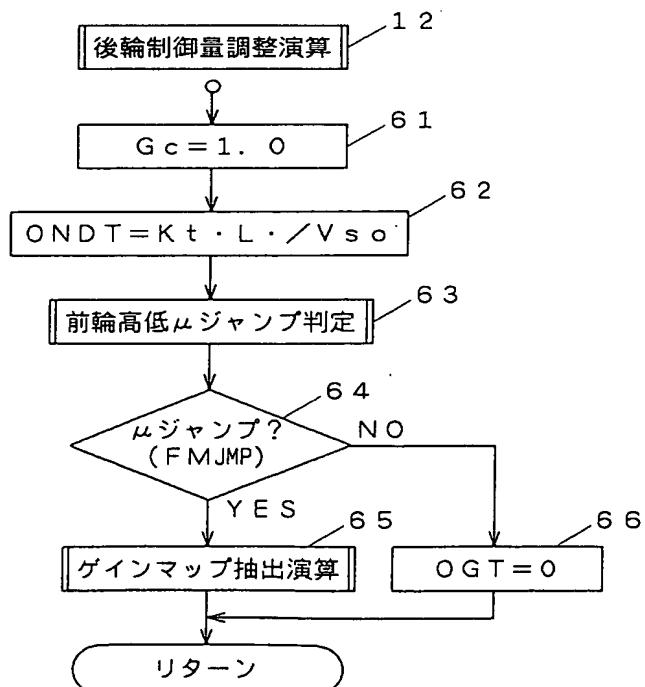
最終頁に続く

(54)【発明の名称】車両の制動制御装置

(57)【要約】

【課題】路面の摩擦係数の高から低への比較的に急激な変化による車輪ブレーキ圧制御性能の低下を回避。迅速な追従性を確保。

【解決手段】車両の前記前輪および後輪の回転速度に基づいて車体速度を推定演算し、車体速度と前記前輪および後輪の回転速度に基づいて前輪および後輪の車輪ブレーキの増減圧を行なう車輪ブレーキ圧制御手段E C U, P C、を含む制動制御装置において、車輪ブレーキ圧制御手段E C U, P Cが、路面の摩擦係数の高から低への変化に対応する前輪の車輪ブレーキ圧の減圧に連動して、後輪の車輪ブレーキ圧を減圧することを特徴とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】車両の前輪の回転速度を検出する手段、該車両の後輪の回転速度を検出する手段、車輪の回転速度に基づいて車体速度を推定演算する手段、および、推定演算した車体速度と前記前輪および後輪の回転速度に基づいて前輪および後輪の車輪ブレーキの増減圧を行なう車輪ブレーキ圧制御手段、を含む車両の制動制御装置において、

前記車輪ブレーキ圧制御手段は、路面の摩擦係数の高から低への変化に対応する前輪の車輪ブレーキ圧の減圧に連動して、後輪の車輪ブレーキ圧を減圧することを特徴とする、車両の制動制御装置。

【請求項2】前記車輪ブレーキ圧制御手段は、路面の摩擦係数の高から低への変化に対応して前輪の車輪ブレーキ圧の減圧を開始してから、該変化が後輪に達する遅れ時間の後に後輪の車輪ブレーキ圧の減圧を開始する、請求項1記載の、車両の制動制御装置。

【請求項3】車両の前輪の回転速度を検出する前輪速度検出手段；前記車両の後輪の回転速度を検出する後輪速度検出手段；前輪速度検出手段および後輪速度検出手段が検出した前輪回転速度および後輪回転速度に基づいて車体速度および車体加速度ならびに前輪スリップ率および後輪スリップ率を推定演算する演算手段；推定演算した車体加速度と前輪スリップ率および後輪スリップ率に基づいて、前、後輪ブレーキ圧の急減圧、ホールド又は増圧を決定するモード決定手段；決定されたモードに応じて前輪ブレーキ圧を急減圧、ホールド又は増圧する前輪ブレーキ圧変更手段；決定されたモードに応じて後輪ブレーキ圧を急減圧、ホールド又は増圧する後輪ブレーキ圧変更手段；および、

モード決定手段が前輪ブレーキ圧の急減圧を決定したときから所定時間後に前記後輪ブレーキ圧変更手段を介して、前輪ブレーキ圧の急減圧に対応して後輪ブレーキ圧を減圧する連動制御手段；を備える車両の制動制御装置。

【請求項4】前記演算手段は前輪回転速度に基づいて前輪加速度を演算し；前記連動制御手段は、前輪加速度に正対応してそれが低いと小さく後輪目標スリップ率を変更し、後輪スリップ率が該変更した目標スリップ率に合致するように、前記後輪ブレーキ圧変更手段を介して後輪ブレーキ圧を減圧する；請求項3記載の、車両の制動制御装置。

【請求項5】所定時間は、前輪での路面の摩擦係数の高から低への変化が後輪に達する遅れ時間に、制御の遅れ分の補正をえた値である、請求項3又は請求項4記載の、車両の制動制御装置。

【請求項6】車両の前輪及び後輪に対し少なくともブレーキペダルの操作に応じて制動力を付与するブレーキ液圧制御装置と、

車両の挙動を検出する車両挙動センサと、

前記車両挙動センサの検出結果に基づき車両の運動状態が過度のオーバステア及び過度のアンダーステアの内の少なくとも一方の不安定状態になったか否かを判定する車両状態判定手段と、

前記車両状態判定手段の判定結果に基づき前記ブレーキペダルの操作の有無とは無関係に前記ブレーキ液圧制御装置を制御し、前記車両状態判定手段が車両の運動状態が前記不安定状態になったと判定したときに、車両の運動状態を安定側に修正するために車両の少なくとも後輪に制動力を付与する運動制御手段と、

車両の前輪が高い摩擦係数の路面から低い摩擦係数の路面に進入したことを検出する前輪路面検出手段と、

前記運動制御手段による制御中に、前記前輪路面検出手段が前輪が高い摩擦係数の路面から低い摩擦係数の路面へ進入した場合に、後輪の制動力を減少させるように前記ブレーキ液圧制御装置を制御する後輪制動力減少手段と、を備えた車両の制動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車輪制動、転舵、加減速、路面の傾斜、凹凸等車両の運転状態あるいは走行状態に応じて、それらがあつても走行安定性および操舵性を確保するために車輪ブレーキを個別に増減圧する車輪制動制御に関し、特に、車輪制動中に、路面に対する車輪のスリップによって車体の進行方向が変化するのを抑制するために車輪ブレーキ液圧を下げる減圧を行なう車輪ブレーキ圧制御に関する。

【0002】

【従来の技術】運転者がブレーキペダルを踏込んでいるときの、路面の摩擦係数が低いことによる車輪のスリップに原因する制動距離の延びや操舵不能を抑制するために、前後左右の車輪の各回転速度を検出し、最高の車輪回転速度とその時系列の推移に応じて車体速度を推定し、この車体速度と各輪回転速度に基づいて各輪のスリップ率を算出し、それらが、制動効果が高くしかも操舵安定性が高い領域に入るよう、各輪のブレーキ圧を減、増圧するアンチスキッド制御が知られている。たとえば、特開平1-145255号公報に提示のアンチスキッド制御は、路面の摩擦係数の変化を検出し、路面の摩擦係数が低いとき車輪ブレーキ圧を減圧し、そして摩擦係数が低い路面から高い路面へと変化する場合において、車輪ブレーキ圧を増圧し、その変化量が大きいほど路面状態の変化に伴う車輪の加速度は大きくなることから、車輪の加速度が大きいほど長時間増圧を行なう。これにより、低摩擦係数の路面を過ぎて高摩擦係数の路面になったときの制動距離が短くなる。

【0003】また、発進時又は急加速時の、路面の摩擦係数が低いことによる車輪スリップに原因する、発進又は加速の不全あるいは操舵不能を抑制するために、ブレーキペダルの踏込みが無いにもかかわらず、車輪ブレ

キ圧を増圧して車輪回転を制動するトラクション制御が知られている。

【0004】更には、車両の旋回時等において、ブレーキペダルの操作に起因した制動状態にあるか否かに拘らず、車体に加わる角速度（ヨーレート）、横加速度、車輪スリップ率等に応じて、各車輪に対して制動力を付与しその配分を制御して、車両の異常な頭振り（過度のアンダーステア）あるいは尻振り（過度のオーバーステア）を抑制する制動操舵制御（制動力配分制御）が知られている。例えば、特開平2-70561号公報には、車両の横力の影響を補償する制動制御手段により車両の安定性を維持する運動制御装置が提案されている。同装置においては、実ヨーレートと目標ヨーレートの比較結果に応じて制動制御手段により車両に対する制動力を制御するように構成されており、例えばコーナリング時の車両の運動に対しても確実に安定性を維持することができる。

【0005】一般的に、操舵特性を表す語としてオーバーステアあるいはアンダーステアという語が用いられるが、前者が過大となると、車両の旋回中に後輪の横すべりが大となって車両が所望の旋回半径の内側にはみ出する状態（尻振り）となる。この状態を過度のオーバーステアと呼び、前輪のコーナリングフォース C_F_f が後輪のコーナリングフォース C_F_r より極端に大きくなつたときに生ずる。例えば、車両が旋回半径Rのカーブを旋回するときに必要な横加速度 G_y は、車両の速度をVとすると $G_y = V^2/R$ として求められ、これに車両の質量mを乗じた値 $m \cdot G_y$ が、旋回半径Rを旋回するときに必要なコーナリングフォースの合計 C_F_o となる ($C_F_o = \Sigma C_F = m \cdot G_y$)。従つて、旋回半径のカーブを旋回するのに必要なコーナリングフォースの合計 C_F_o より前輪及び後輪のコーナリングフォース C_F_f , C_F_r の和の方が大となり ($C_F_o < C_F_f + C_F_r$)、且つ前輪のコーナリングフォース C_F_f が後輪のコーナリングフォース C_F_r より極端に大きくなると ($C_F_f > C_F_r$)、車両の旋回半径が小さくなり、車両はカーブの内側に回り込む。

【0006】また、アンダーステアが過大となると、車両の旋回中に生ずる横すべりが大となり、車両が所望の旋回半径から外側にはみ出する状態となる。これを過度のアンダーステアと呼び、前輪と後輪のコーナリングフォース C_F_f , C_F_r が略等しく釣り合っているか、あるいは後輪側のコーナリングフォース C_F_r の方が僅かに大きい場合 ($C_F_f < C_F_r$) で、旋回半径Rのカーブを旋回可能なコーナリングフォースの合計 C_F_o より前輪及び後輪のコーナリングフォース C_F_f , C_F_r の和の方が小さくなると ($C_F_o > C_F_f + C_F_r$)、車両の旋回半径が大きくなり、車両はカーブの外側へはみ出すことになる。

【0007】上記過度のオーバーステアは、例えば車体

横すべり角 (β) と車体横すべり角速度 ($D\beta$) に基づいて判定される。車両が旋回中において、過度のオーバーステアと判定されたときには、例えば旋回外側の前輪に制動力が付与され、車両に対し外向きのヨーモーメント、即ち車両を施回外側に向けるヨーモーメントが生ずるように制御される。これをオーバーステア抑制制御と呼び、安定性制御とも呼ばれる。

【0008】一方、過度のアンダーステアは、例えば目標横加速度と実横加速度との差、もしくは目標ヨーレートと実ヨーレートとの差に基づいて判定される。そして、上記車両が旋回中に過度のアンダーステアと判定されたときには、例えば後輪駆動車の場合、旋回外側の前輪及び後二輪に制動力が付与され、車両に対し、内向きのヨーモーメント、即ち車両を旋回内側に向けるヨーモーメントが生ずるように制御される。これはアンダーステア抑制制御と呼び、コーストレース性制御とも呼ばれる。上記オーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御は、車両の各車輪に対し、ブレーキペダルの操作に起因した制動状態にあるか否かに拘らず、各車輪のブレーキ圧を増減する制動力配分制御によって実現される。

【0009】この種の制動力配分制御の場合、上述の過度のオーバーステア又はアンダーステアは車両速度が比較的に高速の場合に生じ易く、それを抑制するためのブレーキ制御は可及的に早くしかも速く行なう必要性が高い。そのため特開平7-117654号公報に開示の車輪ブレーキ制御では、車輪の推定スリップ率が目標スリップ率に合致するよう車輪ブレーキ圧を制御するフィードバック制御と、目標スリップ率に応じて車輪ブレーキ圧を制御するフィードフォワード制御を並行して行なうようにして、フィードバック制御の遅れをフィードフォワード制御で補っている。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、各輪の回転速度から推定演算した、路面摩擦係数 μ 対応の各輪スリップ率、および又は、各輪の回転速度から推定演算した車体加速度と検出したヨーレートから推定演算した路面摩擦係数 μ に基づいて定める目標スリップ率は、各輪部の路面摩擦係数 μ を、各輪の回転速度の時系列の挙動を監視して間接的に推定するものであるので、各輪部において路面摩擦係数 μ が変化しそれによる車輪回転速度の変化が現われてから、この変化を捉えることにより、各輪部の路面摩擦係数 μ の変化を認識（検出）することになり、路面摩擦係数 μ の変化に対して該変化の検出に遅れを生ずる。例えば、陽当たりが良い路面（高摩擦係数）に、場所によって日陰の凍結した路面（低摩擦係数）が連なる、例えば山間のカーブが多い道路の走行では、車両が高摩擦係数路面から低摩擦係数に進入するとき、制御の遅れにより過渡的に制御性能が低下する。すなわち、制動制御回路が上述の制動力配分制御により前

後輪にある分布で自動でブレーキ圧を加えているときに路面が高摩擦係数から低摩擦係数に急激に切換わると、車輪が急激に減速し、それまでの車輪ブレーキ圧配分はこれに整合せず、車輪の急激な減速に対して車輪ブレーキ圧の再配分が遅れて一時的にオーバステア又はアンダーステア傾向が現われる。

【0011】本発明は、路面の摩擦係数の高から低への比較的に急激な変化による制御性能の低下を回避することを第1の目的とし、路面の摩擦係数の高から低への急激な変化に対して車輪ブレーキ圧制御の迅速な追従性を確保することを第2の目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】

(1) 本発明は、車両の前輪(FL, FR)の回転速度(V_{wfL} , V_{wfr})を検出する手段(WS1, WS2, ECU), 該車両の後輪(RL, RR)の回転速度(V_{wrL} , V_{wrr})を検出する手段(WS3, WS4, ECU), 車輪の回転速度に基づいて車体速度(V_{so})を推定演算する手段(MCP)、および、推定演算した車体速度(V_{so})と前記前輪および後輪の回転速度に基づいて前輪および後輪の車輪ブレーキ(W_{fL} , W_{fr} / W_{rL} , W_{rr})の増、減圧を行なう車輪ブレーキ圧制御手段(ECU, PC)、を含む車両の制動制御装置において、前記車輪ブレーキ圧制御手段(ECU, PC)は、路面の摩擦係数の高から低への変化に対応する前輪(FL, FR)の車輪ブレーキ圧の減圧に連動して、後輪(RL, RR)の車輪ブレーキ圧を減圧することを特徴とする。

【0013】なお、理解を容易にするためにカッコ内には、図面に示し後述する実施例の対応要素又は対応事項の記号等を、参考までに付記した。

【0014】これによれば、前輪(FL, FR)において路面の摩擦係数の高から低への変化が検出されると、それに応じて前輪(FL, FR)の車輪ブレーキ圧が減圧され前輪(FL, FR)の急減速が抑制されるが、上述のようにこれには遅れがある。ところが、後輪(RL, RR)では、前輪で摩擦係数の高から低への変化があつてから所定時間(前、後輪間距離 L /車体速度 V_{so})遅れて変化し、前輪(FL, FR)の車輪ブレーキ圧の減圧に連動して減圧されるので、この変化に対して遅れがない。これにより制御性能の低下が低減する。すなわち、前後輪にブレーキ圧を加えているときに路面が高摩擦係数から低摩擦係数に急激に切換わったときの、後輪の急減速が防止され、車輪ブレーキ圧の不整合が少くなり、オーバステア又はアンダーステアの抑制効果が高い。

【0015】

【発明の実施の形態】

(2) 前記車輪ブレーキ圧制御手段(ECU, PC)は、路面の摩擦係数の高から低への変化に対応して前輪(FL, FR)の車輪ブレーキ圧の減圧を開始してから、該変化が後輪に達する遅れ時間($Kt \cdot L/V_{so}$)の後に後輪(RL, RR)の車輪ブレーキ圧の減圧を開始する。すなわち、前輪で検出した

路面の摩擦係数の高から低への変化が後輪に達するタイミングで後輪の減圧を行なう。これにより、後輪での路面の摩擦係数の高から低への変化に同期して後輪の車輪ブレーキ圧が減圧され、後輪の急減速がなく、後輪ブレーキ圧制御性能が高い。

【0016】(3) 車両の前輪(FL, FR)の回転速度(V_{wfL} , V_{wfr})を検出する前輪速度検出手段(WS1, WS2, ECU)；前記車両の後輪(RL, RR)の回転速度(V_{wrL} , V_{wrr})を検出する後輪速度検出手段(WS3, WS4, ECU)；前輪速度検出手段および後輪速度検出手段が検出した前輪回転速度および後輪回転速度に基づいて車体速度(V_{so})および車体加速度(DV_{so})ならびに前輪スリップ率($SafL$, $Safr$)および後輪スリップ率($SarL$, $Sarr$)を推定演算する演算手段(MCP:図3の2~7)；推定演算した車体加速度(DV_{so})と前輪スリップ率($SafL$, $Safr$)および後輪スリップ率($SarL$, $Sarr$)に基づいて、前、後輪ブレーキ圧の、急減圧、ホールド又は増圧を決定するモード決定手段(MCP:図10の111~123, 図13)；決定されたモードに応じて前輪ブレーキ圧を急減圧、ホールド又は増圧する前輪ブレーキ圧変更手段(MCP, PC)；決定されたモードに応じて後輪ブレーキ圧を急減圧、ホールド又は増圧する後輪ブレーキ圧変更手段(MCP, PC)；および、モード決定手段が前輪ブレーキ圧の急減圧を決定したときから所定時間($Kt \cdot L/V_{so}$)後に前記後輪ブレーキ圧変更手段を介して、前輪ブレーキ圧の急減圧に対応して後輪ブレーキ圧を減圧する連動制御手段(MCP:図6~9)；を備える車両の制動制御装置。

【0017】これによれば、前、後輪の制動中に、前輪(FL, FR)において路面の摩擦係数の高から低への変化があると、前輪(FL, FR)が急減速し前輪スリップ率が急上昇する。このときモード決定手段(MCP:図10の111~123, 図13)が、前輪ブレーキ圧の、急減圧を決定し、これに対応して前輪ブレーキ圧変更手段(MCP, PC)が、前輪ブレーキ圧を急減圧する。これにより前輪の回転速度が上昇し前輪スリップ率が低下するが、上述のようにこれには遅れがある。ところが、連動制御手段(MCP:図6~9)が、モード決定手段が前輪ブレーキ圧の急減圧を決定したときから所定時間(L/V_{so})後に後輪ブレーキ圧変更手段を介して、前輪ブレーキ圧の急減圧に対応して後輪ブレーキ圧を減圧するので、後輪(RL, RR)では、遅れがない。これにより後輪ブレーキ圧の制御性能の低下が防止される。すなわち、前後輪にブレーキ圧を加えているときに路面が高摩擦係数から低摩擦係数に急激に切換わったときの、後輪の急減速が防止され、車輪ブレーキ圧の不整合が少くなり、オーバステア又はアンダーステアの抑制効果が高い。

【0018】(4) 前記演算手段(MCP:図3の2~7)は前輪回転速度に基づいて前輪加速度(DV_{wfL} , DV_{wfr})を演算し；連動制御手段(MCP:図6~9)は、前輪加速度(DV_{wfL} , DV_{wfr})に正対応してそれが低いと小さく後輪目標スリップ率を変更し(図8, 図9)、後輪スリップ率が該変更した

目標スリップ率に合致するように、前記後輪ブレーキ圧変更手段を介して後輪ブレーキ圧を減圧する；上記

(3) の車両の制動制御装置。すなわち、前輪ブレーキ圧の急減圧が決定されたとき、すなわち前輪回転速度が急減速したとき、前輪加速度($DVwfL, DVwfr$)が負(減速度)でその絶対値が大きい。このとき運動制御手段(MCP:図6~9)が、所定時間後に後輪目標スリップ率を小さく変更し、後輪スリップ率が該変更した小さい目標スリップ率に合致するように、後輪ブレーキ圧を減圧する。これにより、摩擦係数(μ)の変化量に対応して後輪ブレーキ圧が減圧され、後輪の急減速が防止されしかも後輪ブレーキ圧の、摩擦係数(μ)の変化量に対する整合精度が高い。

【0019】(5) 所定時間は、前輪での路面の摩擦係数の高から低への変化が後輪に達する遅れ時間(L/Vso)に、制御の遅れ分の補正($Kt, 0 < Kt < 1$)を加えた値($Kt \cdot L/Vso$)である、上記(3)又は(4)の車両の制動制御装置。すなわち、前輪で検出した路面の摩擦係数の高から低への変化が後輪に達するタイミングで後輪の減圧を行なう。これにより、後輪での路面の摩擦係数の高から低への変化に同期して後輪の車輪ブレーキ圧が減圧され、後輪の急減速がなく、後輪ブレーキ圧制御性能が高い。

【0020】(6) 車両の前輪(FL, FR)及び後輪(RL, RR)に対し少なくともブレーキペダルの操作に応じて制動力を付与するブレーキ液圧制御装置(PC)と、車両の挙動を検出する車両挙動センサ(YS, YG)と、前記車両挙動センサの検出結果に基づき車両の運動状態が過度のオーバーステア及び過度のアンダーステアの内の少なくとも一方の不安定状態になったか否かを判定する車両状態判定手段(ECU)と、前記車両状態判定手段の判定結果に基づき前記ブレーキペダルの操作の有無とは無関係に前記ブレーキ液圧制御装置(PC)を制御し、前記車両状態判定手段が車両の運動状態が前記不安定状態になったと判定したときに、車両の運動状態を安定側に修正するために車両の少なくとも後輪に制動力を付与する運動制御手段(ECU)と、車両の前輪が高い摩擦係数の路面から低い摩擦係数の路面に進入したことを検出する前輪路面検出手段(ECU)と、前記運動制御手段による制御中に、前記前輪路面検出手段が前輪が高い摩擦係数の路面から低い摩擦係数の路面へ進入した場合に、後輪の制動力を減少させるように前記ブレーキ液圧制御装置(PC)を制御する後輪制動力減少手段(ECU)と、を備えた車両の制動制御装置。

【0021】これによれば、前輪(FL, FR)において路面の摩擦係数の高から低への変化が検出されると、それに応じて前輪(FL, FR)の車輪ブレーキ圧が減圧され前輪(FL, FR)の急減速が抑制されるが、上述のようにこれには遅れがある。ところが、後輪制動力減少手段(ECU)が、輪が高い摩擦係数の路面から低い摩擦係数の路面へ进入した場合に、後輪の制動力を減少させるように前記ブレーキ液圧制御装置(PC)を制御するので、後輪(RL, R

R)では、摩擦係数の高から低への変化に対して遅れがない。これにより制御性能の低下が低減する。すなわち、前後輪にブレーキ圧を加えているときに路面が高摩擦係数から低摩擦係数に急激に切換わったときの、後輪の急減速が防止され、車輪ブレーキ圧の不整合が少くなり、オーバーステア又はアンダーステアの抑制効果が高い。

【0022】本発明の他の目的および特徴は、図面を参照した以下の実施例の説明より明らかになろう。

【0023】

【実施例】図1に本発明の一実施例を示す。エンジンEGはスロットル制御装置TH及び燃料噴射装置FIを備えた内燃機関で、スロットル制御装置THにおいてはアクセルペダルAPの操作に応じてメインスロットルバルブMTの開度が制御される。また、電子制御装置ECUの出力に応じて、スロットル制御装置THのサブスロットルバルブSTが駆動されその開度が制御されると共に、燃料噴射装置FIが駆動され燃料噴射量が制御されるように構成されている。エンジンEGは、変速制御装置GS及びディファレンシャルギヤDFを介して車両後方の車輪RL, RRに連結されている。

【0024】車輪FL, FR, RL, RRに夫々車輪ブレーキのホイールシリンダWfL, Wfr, WrL, WrRが装着されており、これらのホイールシリンダWfL等は、ブレーキ液圧回路PCに接続されている。尚、車輪FLは運転席からみて前方左側の車輪(前左車輪)を示し、以下、FRは前右車輪、RLは後左車輪、RRは後右車輪である。

【0025】車輪FL, FR, RL, RRには、車輪の所定小角度の回転につき1パルスの電気信号を発生するパルス発生器WS1及至WS4が結合され、これらが電気パルスを電子制御装置ECUに与える。電子制御装置ECUのマイクロコンピュータMCPは、パルス発生器WS1が1パルスを与えると割込処理を実行して、そのときの計時値(クロックパルスカウント値)を、WS1宛てのパルス周期レジスタに書込んでクロックパルスのカウントアップを再スタートする。これにより、WS1宛てのパルス周期レジスタには常に、パルス発生器WS1が発生するパルスの最新の1周期の時間を表わすデータが書込まれている。マイクロコンピュータMCPは、車輪FLの回転速度VwfLを演算するとき(図3のステップ3)には、WS1宛てのパルス周期レジスタのデータが表わす値の逆数に比例係数を乗じて、回転速度VwfLを算出する。パルス発生器WS2~WS4が発生するパルスに対しても同様な割込処理を実行し、同様に、車輪FR, RL, RRの回転速度Vwfr, VwrL, VwrRを算出する。

【0026】ブレーキペダルBPが踏み込まれたときオンとなるブレーキスイッチBS、車両前方の車輪FL, FRの舵角 δ_f を検出する前輪舵角センサSSf、車両の横加速度を検出する横加速度センサYG及び車両のヨ

ーレートを検出するヨーレートセンサYS等が電子制御装置ECUに接続されている。ヨーレートセンサYSは、車両重心を通る鉛直軸回りの車両回転角（ヨー角）の変化速度、即ちヨー角速度（ヨーレート）を検出しそれを表わす電気信号を電子制御装置ECUに与える。マイクロコンピュータMCPは、ヨーレートを読み込むとき（図3のステップ2）、ヨーレートセンサYSが発生する電気信号をデジタル変換して、デジタルデータを読み込む。

【0027】電子制御装置ECUは、図1に示すように、バスを介して相互に接続されたマイクロプロセッサCPU、メモリROM、RAM、入力ポートIPT及び出力ポートOPT等から成るマイクロコンピュータCMPを備えている。

【0028】パルス発生器WS1及至WS4、ブレーキスイッチBS、前輪舵角センサSSf、ヨーレートセンサYS、横加速度センサYG等の出力信号は、增幅回路AMPを介して夫々入力ポートIPTからマイクロプロセッサCPUのA/D変換ポートに与えられ、CPUはこれらの出力信号のレベルをデジタルデータに変換して読み込む。CPUはその出力ポートOPTからブレーキ圧制御回路PCに対する制御信号を駆動回路ACT（12個のバルブドライバと1個のモータドライバの全体を示す）に与え、またスロットル制御装置THに対する制御信号を、スロットル制御装置THのサブスロットルMTを開閉駆動する電気モータに宛てたモータドライバに与える。

【0029】マイクロコンピュータCMPのROMには、後述する種々の処理を実行する制御プログラムおよび固定定数等のデータが格納されており、マイクロプロセッサCPUは、図示しないイグニッシュョンスイッチが閉成され、これにより図示しない電源回路が動作電圧を与える間該プログラムを実行する。RAMは、ROMから読み出したプログラム、ROMに格納されているデータ、入力ポートを介して読み込んだデータならびにCPUが生成したデータを一時的に記憶する。

【0030】図2に、ブレーキ圧制御回路PCの構成を示す。ブレーキペダルBPが踏込まれるとブースタHBが踏込圧に実質上比例する圧力を発生して、この圧力でマスターシリンダMCのピストンを駆動する。補助液圧源APCは、液圧ポンプHP及びアキュラムレータAccを有する。アキュラムレータAccと低圧リザーバRSとの間にはリリーフバルブRVが介装されている。液圧ポンプHPは、電気モータMによって駆動され、低圧リザーバRSのブレーキ液を吸引し加圧して逆止弁CV6を介してアキュラムレータAccに与える。CPUは、アキュラムレータAcc又はその給圧ラインの圧力を検出する、図示しない圧力検出スイッチのオン（低圧）／オフ（高圧）を監視して、それがオフからオンになるとドライバACTを介して電気モータMを駆動する。これによ

りアキュラムレータAccの液圧が上昇する。圧力検出スイッチがオンからオフに転ずると、CPUは電気モータMの駆動を停止する。CPUのこの駆動制御により、アキュラムレータAccの液圧は、常時所定範囲内に維持される。

【0031】液圧ブースタHBは、補助液圧源APの出力液圧（アキュラムレータAccの液圧）をソース圧として、ブレーキペダルBPの踏込圧（制御圧）に比例した出力圧を発生し、これによってマスターシリンダMCが倍力駆動される。

【0032】マスターシリンダMCと前輪ホイールシリンダWfr, Wflの各々を接続する前輪側の液圧回路には、電磁切換弁SA1及びSA2が介装されており、これらは制御圧ラインPfr及びPflを介して夫々電磁開閉弁PC1, PC5及び電磁開閉弁PC2, PC6に接続されている。また、液圧ブースタHBとホイールシリンダWfr等の各々を接続する液圧路には、電磁開閉弁SA3, 給排制御用の電磁開閉弁PC1及至PC8が介挿されており、後輪側には比例減圧弁PVが介装されている。そして、電磁開閉弁STRを介して補助液圧源APの液圧が電磁開閉弁SA3の下流側に印加される。

【0033】前輪側液圧系において、電磁開閉弁PC1及びPC2は、電磁開閉弁STRに接続されている。電磁開閉弁STRは2ポート2位置の電磁開閉弁であり、その電気コイルに通電がない非作動（オフ）時は弁閉（遮断）で、その電気コイルに通電がある作動（オン）時は弁開（通流）であって電磁開閉弁PC1及びPC2がアキュラムレータAccに連通する。

【0034】電磁切換弁SA1及び電磁切換弁SA2は、3ポート2位置の電磁切換弁で、その電気コイルに通電がない非作動（オフ）時は、図2に示す第1位置にあって前輪ホイールシリンダWfr, Wflは何れもマスターシリンダMCに連通しているが、電気コイルに通電がある作動（オン）時は、第2位置に切換わって、ホイールシリンダWfr, Wflは何れもマスターシリンダMCから遮断され、代りに夫々電磁開閉弁PC1及びPC5、電磁開閉弁PC2及びPC6と連通する。

【0035】これら電磁開閉弁PC1及びPC2に対して並列に逆止弁CV1及びCV2が接続されており、逆止弁CV1の流入側が制御圧ラインPfrに、逆止弁CV2の流入側が制御圧ラインPflに夫々接続されている。逆止弁CV1は、電磁切換弁SA1がオン（第2位置）である場合において、ブレーキペダルBPが開放されたときには、前右車輪のホイールシリンダWfrのブレーキ液圧を液圧ブースタHBの出力液圧の低下に迅速に追従させるために設けられたもので、液圧ブースタHB方向へのブレーキ液の流れは許容されるが逆方向の流れは阻止される。逆止弁CV2は、前左車輪のホイールシリンダWflについて、同様に逆流阻止を行なう。

【0036】後輪側液圧系の電磁開閉弁SA3は、2ポ

ート2位置の電磁開閉弁で、その電気コイルに通電がない非作動（オフ）時には、図2に示す弁開（通流）であって、電磁開閉弁P C 3, P C 4は比例減圧弁P Vを介して液圧ブースタHBと連通する。このとき、電磁開閉弁S T Rは図2に示すようにオフ（弁閉）とされ、比例減圧弁P VはアキュムレータA c cとの連通が遮断されている。電磁開閉弁S A 3が、オンとなって弁閉（遮断）になると、電磁開閉弁P C 3, P C 4は液圧ブースタHBとの連通が遮断され、比例減圧弁P Vを介して電磁開閉弁S T Rに接続され、この電磁開閉弁S T Rがオン（通流）になったときにアキュムレータA c cと連通する。

【0037】また、電磁開閉弁P C 3及びP C 4に対し並列に逆止弁C V 3及びC V 4が接続されており、逆止弁C V 3の流入側がホイールシリンダW r rに、逆止弁C V 4の流入側がホシールシリンダW r Lに夫々接続されている。これらの逆止弁C V 3, C V 4は、ブレーキペダルB Pが開放されたときには、ホイールシリンダW r r, W r Lのブレーキ液圧を液圧ブースタHBの出力液圧の低下に迅速に追従させるために設けられたもので、電磁開閉弁S A 3方向へのブレーキ液の流れを許し逆方向の流れは阻止する。更に、逆止弁C V 5が電磁開閉弁S A 3に並列に設けられており、電磁開閉弁S A 3がオン（遮断）のときにも、ブレーキペダルB Pによる踏み増し（車輪ブレーキ圧の増圧）が可能である。

【0038】上記電磁切換弁S A 1, S A 2及び電磁開閉弁S A 3, S T R並びに電磁開閉弁P C 1及至P C 8は、前述の電子制御装置E C Uによってオン／オフ制御される。例えば、ブレーキペダルB Pが操作されていない状態で行なわれる制動操舵制御（車輪ブレーキ圧配分制御）時には、液圧ブースタHB及びマスターシリンダM Cからはブレーキ液圧が出力されないので、電磁切換弁S A 1, S A 2がオン（第2位置）とされ、電磁開閉弁S A 3がオン（遮断）され、そして電磁開閉弁S T Rがオン（通流）とされる。これにより、補助液圧源A PのアキュムレータA c cの液圧が、電磁開閉弁S T R並びに通流状態の電磁開閉弁P C 1及至P C 8を介してホイールシリンダW f r等に供給され得る状態となる。而して、電磁開閉弁P C 1及至P C 8を、繰返してオフ／オンし、この繰返しのオフデューティ（オフ／オン一周期に対するオフ時間の比）を変更することにより、急増圧、パルス増圧（緩増圧）、ホールド（保持）、パルス減圧（緩減圧）、急減圧等を行なうことができる。

【0039】例えば、前右車輪W f rの車輪ブレーキ圧を制御するための電磁開閉弁P C 1とP C 5に関して説明すれば、P C 1オフ（通流）&P C 5オフ（遮断）の状態では前右車輪W f rの車輪ブレーキ圧が増圧となる。ここで、前述のオフ／オン一周期に対するオフデューティを100%とすると、これは連続してオフを保持する状態であり、これが展形的な急増圧である。オフデ

ューティを0%とすると、これは連続してオンを保持する状態であり、オンではP C 1オン（遮断）&P C 5オン（通流）であって前右車輪W f rの車輪ブレーキ圧がP C 5を通してリザーバR Sに抜けるので、これが展形的な急増圧である。すなわち展形的なオフデューティ100%の急増圧とオフデューティ0%（=オンデューティ100%）の急減圧を想定すると、単純には、オフデューティが50%以上100%未満がパルス増圧（緩増圧）、50%未満0%超がパルス減圧（緩減圧）ということになり、P C 1オン（遮断）&P C 5オフ（遮断）がホールドである。

【0040】しかしながら本実施例では、急増圧、パルス増圧（緩増圧）、パルス減圧（緩減圧）および急減圧のそれぞれに一対一に基準オフデューティを定めており、車輪ブレーキ圧制御中はC P Uが、急増圧要、パルス増圧（緩増圧）要、ホールド（保持）要、パルス減圧（緩減圧）要又は急減圧要と、1つのモードを決定し、要としたモードに宛てられている基準オフデューティ（1値）を、更に細かく補正することにより、オフデューティを最終的に定めて、このオフデューティに従つて、急増圧要又はパルス増圧要のときには増圧用の電磁開閉弁P C 1をオフ／オン制御し減圧用の電磁開閉弁P C 5は連続オフ（遮断）とし、急減圧要又はパルス減圧要のときには増圧用の電磁開閉弁P C 1は連続オン（遮断）として減圧用の電磁開閉弁P C 5をオフ／オン制御する。ホールド要のときには電磁開閉弁P C 1を連続オン（遮断）および電磁開閉弁P C 5は連続オフ（遮断）とする。前左車輪のホイールシリンダの増圧用の電磁開閉弁P C 2と減圧用の電磁開閉弁P C 6、後右車輪のホイールシリンダの増圧用の電磁開閉弁P C 3と減圧用の電磁開閉弁P C 7、および、後左車輪のホイールシリンダの増圧用の電磁開閉弁P C 4と減圧用の電磁開閉弁P C 8についても、C P Uは同様なオフ／オン制御を行なう。

【0041】図3および図4に、図1に示すROMに格納された制御プログラムに従ったマイクロプロセッサC P Uの、車輪ブレーキ制御動作を示す。電源が投入され、C P Uに所定の動作電圧が印加されるとC P Uは、内部レジスタ（メモリの記憶領域），カウンタを初期値に設定し、入、出力ポートを待機時の電位に設定する。そして、パルス発生器WS 1～WS 4が発生した各パルスの周期を計測するためのパルス割込処理を許可する（ステップ1）。

【0042】次にC P Uは、パルス割込処理によって計測したパルス周期を格納しているWS 1～WS 4それぞれ宛てのパルス周期レジスタのデータを入力レジスタに書き込み、ヨーレートセンサY Sのヨーレート信号（実ヨーレイトγ），横加速度センサY Gの横加速度信号（実横加速度G y a）および操舵角センサS S fの操舵角信号（舵角δ f）を、それぞれデジタル変換して入力レジ

スタに書込む（ステップ2）。

【0043】次に、WS1～WS4それぞれ宛てのバルス周期データに基づいて、各車輪の車輪速度Vw** (**は車輪FL, FR, RL, RRを代表して表す。以下同様) を算出し（ステップ3）、今回算出値から、各車輪速度レジスタにセーブしている前回算出した各車輪速度を減算して車輪加速度DVw**を算出して、今回算出した車輪速度Vw**を車輪レジスタに書込み、また車輪加速度DVw**を車輪加速度レジスタに書込む（ステップ4）。そして、前左車輪と前右車輪の、減速中の最高減速度を算出して前輪最高減速度レジスタDVFRMAXに書込む（ステップ5）。このステップ5の内容を図5に示す。

【0044】図5を参照する。ここではまず今回算出した前右車輪の加速度DVwFRが負（減速度）であるかをチェックして（ステップ31）、正（加速度）であったときには、前右車輪最高減速度レジスタDVwFRMAXに0（減速度なし）を書込む（34）が、負であると、レジスタDVwFRMAXのデータ（減速度、負値）と今回算出した加速度DVwFRとを比較して、該加速度DVwFRの方が小さい（すなわち負値（減速度）であって、絶対値がレジスタDVwFRMAXのものより大きい：今回の方が大きい減速）ときには、今回算出した加速度DVwFRを前右車輪最高減速度レジスタDVwFRMAXに書込む（ステップ32, 33）。前述のように、今回算出した加速度DVwFRが正値のときにはレジスタDVwFRMAXをクリア（0の書き込みと同義）するので、前右車輪最高減速度レジスタDVwFRMAXの、0未満を示す負値データは、減速中の最高減速度を示すものである。ステップ35～38で、上述と同様に、前左車輪の最高減速度を検出し前左車輪最高減速度レジスタDVwFLMAXに書込む。次に、前右車輪最高減速度レジスタDVwFRMAXと前左車輪最高減速度レジスタDVwFLMAXの減速度の内、大きい方を前輪最高減速度レジスタDVFRMAXに書込む（ステップ39～41）。以上の処理により、前輪最高減速度レジスタDVFRMAXには、前右車輪と前左車輪の少くとも一方が減速の間の、両車輪を含めての減速度のピーク値が格納されることになる。なお、このデータに基づいて、後述する「ゲインマップ抽出演算」65で、後車輪の目標スリップ率を定めるためのゲインGcが決定される。

【0045】再度図3を参照する。次にCPUは、車両重心位置での車体速度Vsoを、

$$V_{so} = (V_{wF*} + \gamma \cdot Tr / 2) \cdot \cos \delta f$$

と算出し、車体速度レジスタVsoに書込む。ここで、VwF*は制御基準車輪（非制御車輪）の車輪速度、Trは左右輪間距離、γ・Trは左右車輪速度差である。横加速度Gyaより車体の旋回半径を推定演算して、旋回半径と車体速度Vso（これは車体の重心位置の、車体進行方向の速度と推定している）ならびに車両旋回時の内外輪差（ヨーレートγで推定）を用いた演算により、各車輪

部の、車輪の進行方向の車体速度Vso**を算出（推定）して、レジスタにセーブする（ステップ8）。即ち、各車輪部の車体速度Vso**を、

$$V_{so**} = V_{so} - \Delta V_r**$$

と算出する。ここで、ΔVr**は旋回補正用の補正係数で、車両の旋回半径R及びγ・Gyaに基づき、旋回方向によって定める基準車輪を除き各車輪毎のマップ（図示省略）に従って設定する。例えば、前左車輪を基準車輪とする場合、ΔVrFLは0とされるが、ΔVrFRは内外輪差マップに従って設定され、ΔVrRLは内々輪差マップに従い、ΔVrRRは外々輪差マップ及び内外輪差マップに従って設定する。

【0046】そして、ステップ7において、上記ステップ6で求めた推定車体速度Vsoの加速度DVsoを、今回の算出値より前回の算出値を減算することにより、算出する。そして、各車輪のスリップ率Sa**を算出（推定）する（ステップ8）。ここでは、各車輪の車輪速度Vw**と各輪部の推定車体速度Vso**に基づき各車輪のスリップ率Sa**を、

$$S_a** = (V_{so**} - V_{w**}) / V_{so**}$$

と算出する。次に、車体加速度DVsoと横加速度センサYGが検出した横加速度Gyaに基づき、各車輪部の路面の摩擦係数μを、近似的に、

$$\mu = \sqrt{(DV_{so}^2 + G_{ya}^2)}$$

と算出（推定）する（ステップ9）。

【0047】次に、各車輪部の車体横すべり角速度Dβを、

$$D\beta = (G_{ya} / V_{so}) - \gamma$$

と算出する（ステップ10）。そして各車輪部の車体横すべり角βを、

$$\beta = \int D\beta dt$$

なる積分により算出する（ステップ11）。

【0048】そして、前輪部の路面が高摩擦係数から低摩擦係数に切換わったとき、その切換わりが後輪部に到達するタイミングで後輪の車輪ブレーキ圧を運動減圧をするための「後輪制御量調整演算」（ステップ12）を実行する。その内容を図6に示す。

【0049】図6を参照すると、まず、後輪減圧のゲインを、実質上運動減圧が効かない定常値1.0に設定し（ゲインレジスタに1.0を書き込み）、遅れ時間OND Tを

$$OND T = K_t \cdot L / V_{so}$$

と算出する（ステップ61, 62）。Lは前輪／後輪間距離（固定値）であり、L/Vsoは、前輪が路面上のある点にあってから後輪が該点に到達するまでの遅れ時間であり、Ktは、前輪で検出した高μから低μへの切換り（この検出に遅れがある）に後輪が到達するとき、その切換わりに対応する車輪の減圧が実現しているよう前に、前輪での検出遅れおよびブレーキ液圧回路PCにおける減圧遅れに対応する分、後輪宛ての減圧指令を早く

するための調整係数であり、0より大きく1より小さい固定値である。

【0050】次にCPUは、前輪部で高 μ から低 μ への切換りがあったかを判定する「前輪高低 μ ジャンプ判定」(ステップ63)を実行する。この内容は図7を参照して後述するが、ここでは、前輪部で高 μ から低 μ への切換りがあった否かを判定して、あったと判定するとレジスタFMJMPにこれを表わす「1」を書込み、なしと判定するとレジスタFMJMPをクリアする。次のステップ64で、前輪部で高 μ から低 μ への切換りがあった否かを、レジスタFMJMPのデータのチェックにより認識して、あった(レジスタFMJMPのデータ=1)ときには、「ゲインマップ抽出演算」(ステップ65:詳細は図8)で、前輪部で高 μ から低 μ への切換りがあったときを起点とした経過時間OGTが遅れ時間OND T以上のときに、前輪減速度のピーク値(レジスタDVFM AXのデータ:図5のステップ5にて検出した値)に対応するゲインGcを算出する(図8のステップ91, 92)。経過時間OGTが遅れ時間OND Tよりも短い間は、経過時間OGTのカウントを行なう(図8の93)。

【0051】再度図6を参照する。ステップ64で、前輪部で高 μ から低 μ への切換りがなかったとき(レジスタFMJMPのデータ=0)には、経過時間OGTの計測値をクリアする(66)。

【0052】図7を参照して「前輪高低 μ ジャンプ判定」(ステップ63)の内容を説明すると、ここでCPUは、前左車輪FRに関して制動操舵制御中であるか否かをチェックする(ステップ71)。制動操舵要否は後述する「制動操舵制御処理」(ステップ13:図9)で判定し、判定結果をレジスタに書込んでいるので、ここではそのレジスタのデータを参照する。そして制動操舵制御中であると、前左車輪FRに関して急減圧モードであるか否かをチェックする(ステップ72)。急減圧モードであるかあるいはその他のモードであるかは後述する「液圧サーボ制御」(ステップ21)で決定して決定したモードを表わすデータをレジスタに書込んでいるので、ここではそのレジスタのデータを参照する。そして、急減圧モードであると、計時カウント値CNTFRが設定値T1(この実施例では40msec)を越えていると、前右車輪で路面の摩擦係数 μ の高から低への変化があったことを示す「1」をレジスタFMJMPFRに書込む(ステップ74)。なお、前右車輪FRが制動操舵制御中でないときには、レジスタFMJMPFRおよび計時カウント値CNTFRをクリアし(ステップ77)、その後制動操舵制御中となりしかも急減圧モードになると計時カウントを開始して制動操舵制御中および急減圧の両者が同時に成立している継続時間を計測する(ステップ71~73, 75)。そしてこの継続時間CNTFRがT1を超えると、レジスタFMJMPFRに「1」(前右車輪で路面の

摩擦係数 μ の高から低への変化があった)を書込む(ステップ74)。制動操舵制御中であっても急減圧でないときには計時カウント値CNTFRをクリアする(ステップ76)。

【0053】上述のステップ71~77の処理を、前左車輪FLに対しても同様に行ない、前左車輪FLに関して制動操舵制御中および急減圧の両者が同時に成立している継続時間CNTFLが設定値T1を越えたときに、前左車輪で路面の摩擦係数 μ の高から低への変化があったことを示す「1」をレジスタFMJMPFLに書込む(ステップ78~84)。

【0054】そしてレジスタCNTFRとFMJMPFLの少くとも一方に「1」を書込んだときには、前輪部で路面の摩擦係数 μ の高から低への変化があったことを示す「1」を、レジスタFMJMPに書込み(ステップ85, 86)、いずれのレジスタにも「1」が無いときには、レジスタFMJMPをクリアする(ステップ84, 87)。このレジスタFMJMPのデータが、前述の「後輪制御量調整演算」(ステップ12:図6)において、前輪部で路面の摩擦係数 μ の高から低への変化があったか否かのチェック(ステップ64)に参照される。

【0055】再度図3を参照する。上述の「後輪制御量調整演算」(ステップ12)の次にCPUは、図4に示す「制動操舵制御処理」(ステップ13)を行なう。この内容を図9に示す。この「制動操舵制御処理」は、制動操舵制御に供する目標スリップ率 S_t^{**} を設定する。制動操舵制御には、オーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御が含まれ、各車輪に関しオーバーステア抑制制御及び/又はアンダーステア抑制制御に応じた目標スリップ率を設定する。CPUは先ず、ステップ101, 102においてオーバーステア抑制制御及びアンダーステア抑制制御の開始・終了判定を行なう。

【0056】ステップ101のオーバーステア抑制制御の開始・終了判定でCPUは、ステップ10および11で算出した車体横すべり角速度D β と車体横すべり角 β が、図11に斜線で示す制御領域にあるか否かを判定し、車体の横すべり角速度D β と横すべり角 β が図11に斜線で示す制御領域にあると、オーバーステア抑制制御要を示す「1」をオーバーステア抑制制御レジスタに書込み、いずれの車輪部も斜線制御領域を外れていると該レジスタをクリアする。

【0057】次のステップ102のアンダーステア抑制制御の開始・終了判定でCPUは、ステップ2で読込んだ舵角 δ_f に対応する目標横加速度Gytを、変換テーブル(舵角 δ_f 宛て目標横加速度Gytを書込んだメモリ領域)より読出して、ステップ2で読込んだ横加速度Gyaと目標横加速度Gytが、図12に斜線で示す制御領域にあるか否かを判定し、斜線制御領域にあるとアンダーステア抑制制御要を示す「1」をアンダーステア抑制制御レジスタに書込み、いずれの車輪部も斜線制御領域を外

れでいると該レジスタをクリアする。

【0058】CPUは次に、オーバーステア抑制制御要か否かを、オーバーステア抑制制御レジスタのデータをチェックして認識し(103)、制御要(該レジスタのデータが「1」)でなければ、ステップ104にてアンダーステア抑制制御要か否かをアンダーステア抑制制御レジスタのデータをチェックして認識する。これも制御要でなければそのままメインルーチンに戻る(ステップ14に進む)。ステップ104にてアンダーステア抑制制御要と認識したときにはステップ105に進み、アンダーステア抑制制御用の各車輪の目標スリップ率 S_{t**} を設定する。

【0059】ステップ103にてオーバーステア抑制制御要と認識すると、CPUは、ステップ106に進みアンダーステア抑制制御要か否かを認識して、アンダーステア抑制制御要でなければ、オーバーステア抑制制御用の各車輪の目標スリップ率 S_{t**} を設定する(ステップ107)。ステップ106でアンダーステア抑制制御要と認識すると、CPUは、オーバーステア抑制制御とアンダーステア抑制制御を同時に行なうための目標スリップ率 S_{t**} を設定する(ステップ108)。

【0060】ステップ105におけるアンダーステア抑制制御用の目標スリップ率 S_{t**} は、目標横加速度 G_{yt} と実横加速度 G_{ya} との差を用いて設定する。各車輪の目標スリップ率 S_{t**} は、旋回外側の前輪が $S_{tef o}$ に設定され、旋回外側の後輪が $S_{ter o} \times G_c$ に設定され、旋回内側の後輪が $S_{ter i} \times G_c$ に設定される。ここで示したスリップ率 S_{t**} の符号について、「t」は「目標」を表し、後述の「実測」を表す“a”と対比される。

“o”は「アンダーステア抑制制御用」を表し、“r”は「後輪」を表し、“o”は「外側」を、“i”は「内側」を夫々表す。すなわち、目標横加速度 G_{yt} と実横加速度 G_{ya} の偏差 ΔG_y に基づいて、旋回外側の前輪に対する目標スリップ率 $S_{tef o}$ は、

$$S_{tef o} = K_7 \cdot \Delta G_y$$

と設定する。K7は、 $S_{tef o}$ を用いた後述の「液圧サーボ制御」(ステップ21)による制御結果が、 ΔG_y に依存して増圧又は減圧となるように目標スリップ率を調整する係数である。また、後輪に対する目標スリップ率 $S_{ter o} \times G_c$ 及び $S_{ter i} \times G_c$ は、

$$S_{ter o} \times G_c = [K_8 \cdot \Delta G_y] \times G_c$$

$$S_{ter i} \times G_c = [K_9 \cdot \Delta G_y] \times G_c$$

と設定する。K8、K9は何れもスリップ率 $S_{ter o}$ 、 $S_{ter i}$ を用いた制御結果が増圧となるようにスリップ率を調整する係数であり、大略でスリップ率 $S_{ter o}$ 、 $S_{ter i}$ はしたがって増圧をもたらす値となるが、 G_c がこの増圧を抑制するように作用し、目標スリップ率 $S_{ter o} \times G_c$ 、 $S_{ter i} \times G_c$ は、 G_c (0より大きく1以下)は G_c が小さいときには減圧をもたらすことがあり、 G_c が大きいと増圧をもたらす。

【0061】 G_c は、前述の「ゲインマップ抽出演算」(ステップ65)で算出されたゲイン G_c であり、前輪部において路面の摩擦係数 μ の高から低への変化がない(FMJMP=0)とき、それがあつてもその変化からの経過時間 $O GT$ がステップ62で設定した遅れ時間 $OND T$ 以下であるとき、ならびに、該変化がありそれからの経過時間 $O GT$ が遅れ時間 $OND T$ を過ぎても前輪の加速度が0又は正値(DVFMAXの値が0)のときには、1である。前輪部において路面の摩擦係数 μ の高から低への変化があつて、該変化からの経過時間 $O GT$ が遅れ時間 $OND T$ を過ぎているときにゲイン G_c は、前輪の減速度ピーク値(DVFMAXのデータ)が0～設定値 $DM 1$ (この実施例では-4G)の間では、減速度ピーク値の絶対値(減速度の大きさ)に逆比例する0～1の値、減速度ピーク値の絶対値が設定値(4G)以上では0である(図8のステップ92)。

【0062】また、ステップ107においてオーバーステア抑制制御用の各輪目標スリップ率 S_{t**} は、各輪部車体横すべり角 β^{**} と各輪部車体横すべり角速度 $D\beta^{**}$ を用いて設定する。各車輪の目標スリップ率 S_{t**} は、旋回外側の前輪が $S_{tef o}$ に設定され、旋回外側の後輪が $S_{ter o} \times G_c$ に設定され、旋回内側の後輪が $S_{ter i} \times G_c$ に設定される。ここで、“e”は「オーバーステア抑制制御用」を表す。すなわち、旋回外側前輪の目標スリップ率 $S_{tef o}$ は、

$$S_{tef o} = K_1 \cdot \beta F^* + K_2 \cdot D \beta F^*$$

と設定し、旋回外側後輪の目標スリップ率 $S_{ter o} \times G_c$ は、

$$S_{ter o} \times G_c = [K_3 \cdot \beta R^* + K_4 \cdot D \beta R^*] \times G_c$$

と設定し、旋回内側後輪の目標スリップ率 $S_{ter i} \times G_c$ は、

$$S_{ter i} \times G_c = [K_5 \cdot \beta R^* + K_6 \cdot D \beta R^*] \times G_c$$

と設定する。ここで、K1乃至K6は定数で、K1～K4は、旋回外側の前輪および後輪に対するスリップ率 $S_{tef o}$ 及び $S_{ter o}$ に従った制御結果が増圧となる値に設定される。しかし旋回外側後輪の目標スリップ率 $S_{ter o} \times G_c$ は、 G_c の値が小さいときには減圧をもたらすこともある。K5およびK6は、旋回内側後輪に対するスリップ率 $S_{ter i}$ に従った制御結果が減圧となる値に設定されているので、目標スリップ率 $S_{ter i} \times G_c$ は、減圧をもたらす値となる。

【0063】そして、ステップ108においては、各車輪の目標スリップ率 S_{t**} は、旋回外側の前輪が $S_{tef o}$ に設定され、旋回外側の後輪が $S_{ter o} \times G_c$ に設定され、旋回内側の後輪が $S_{ter i} \times G_c$ に夫々設定される。即ち、オーバーステア抑制制御とアンダーステア抑制制御を同時に行なうときには、旋回外側の前輪はオーバーステア抑制制御用の目標スリップ率と同様に設定し、後輪は何れもアンダーステア抑制制御用の目標スリップ率と同様に設定する。尚、何れの場合も、この実施例で

は、旋回内側の前輪（即ち、後輪駆動車における従動輪）は、推定車体速度設定用のため、制動操舵制御は非制御である。

【0064】再度図4を参照する。前述の「制動操舵制御処理」（ステップ13）を出るとCPUは、ステップ14に進み、アンチスキッド制御開始条件を充足しているか否かを判定し、制動操舵制御時に、アンチスキッド制御開始と判定すると、ステップ15にて制動操舵制御及びアンチスキッド制御の両制御を行なうための制御モードを設定する。ステップ14にてアンチスキッド制御開始条件を充足していないと判定したときには、CPUは、ステップ16に進み前後制動力配分制御開始条件を充足しているか否かを判定し、制動操舵制御時に前後制動力配分制御開始と判定するとステップ17に進み、制動操舵制御及び前後制動力配分制御の両制御を行なうための制御モードを設定する。充足していなければステップ18に進みトラクション制御開始条件を充足しているか否かを判定する。制動操舵制御時にトラクション制御開始と判定するとステップ19にて制動操舵制御及びトラクション制御の両制御を行なうための制御モードを設定し、制動操舵制御時に何れの制御も開始と判定しないときには、ステップ20にて制動操舵制御のみを行なう制御モードを設定する。そして、これらの制御モードに基づきステップ21にて「液圧サーボ制御」を行なう。

【0065】尚、ステップ15, 17, 19, 20各種制御モードの設定において、CPUは、舵角 δ_f , ヨーレート $\dot{\gamma}$ および横加速度 Gya ならびに車速 Vso , 車輪スリップ率 $Sa**$ およびブレーキスイッチBSのオン/オフを参照して、車両運転状態に対応した車速制御（サブスロットルSTの開度制御）を行なう。これにおいてCPUは、ブレーキスイッチBSがオフ（ペダルBPの踏込みなし）で車速 Vso が設定値より高いときには、舵角 δ_f , ヨーレート $\dot{\gamma}$ および横加速度 Gya に基づいて上限車速を算出し、車速 Vso —上限車速の値に正対応したサブスロットル開度低減値を算出し、サブスロットルドライバに与える。車速 Vso が設定値より低いときには、車輪スリップ率 $Sa**$ を参照して、駆動輪の車輪スリップ率が負値（加速スリップ）であると、その絶対値に正対応したサブスロットル開度低減値を算出し、サブスロットルドライバに与える。サブスロットルSTは、アクセルペダルAPにリンクを介して連結されており、アクセルペダルAPの踏込みが深い所定領域において、踏込量に応じた開度になるが、サブスロットル駆動器が、踏込量に応じた開度から全閉まで駆動しうるよう、前記リンクとサブスロットル駆動器がサブスロットルに結合されている。サブスロットルドライバは、サブスロットル開度センサの検出開度を参照して、CPUが与える開度低減値分、サブスロットル駆動器を介してサブスロットルを開駆動する。ただし途中で開度センサの検出値が0（全閉）になると、そこで閉駆動を停止する。CPUが

与える開度低減値が0になったときには、所定速度でサブスロットルドライバを開駆動し、開度がアクセルペダルAPの踏込み量対応の開度になると開駆動を停止する。

【0066】尚、アンチスキッド制御モードにおいては、車両制動時の車輪のロック（減速スリップ）を防止するように、各車輪の目標スリップ率 $St**$ が設定される。また、前後制動力配分制御モードにおいては、車両の制動時に車両の安定性を維持するように、後輪と前輪との間の制動力配分を定める各車輪の目標スリップ率 $St**$ が設定される。そして、トラクション制御モードにおいては、車両発進時又は加速時に駆動輪のスリップ（加速スリップ）を防止するように、駆動輪に対し制動力を付与するように各車輪の目標スリップ率 $St**$ が設定される。

【0067】図10に、「液圧サーボ制御」（ステップ21）の内容を示す。これは各車輪についてホイールシリンダ液圧のスリップ率サーボ制御（各輪スリップ率 $Sa**$ を各輪目標スリップ率 $St**$ に合わせるためのホイールシリンダ液圧制御）を行なうものである。先ず、各輪宛てに算出した目標スリップ率 $St**$ をレジスタから読み出し（ステップ111）、各輪のスリップ率偏差 $\Delta St** = St** - Sa**$

を算出する（ステップ112）。そして、車両重心位置での車体加速度 $DVso$ と制御対象の車輪の車輪加速度 $DVw**$ それぞれとの差 $\Delta DVso**$ を演算する（ステップ113）。このときの各車輪の目標スリップ率 $St**$ 及び車体加速度偏差 $\Delta DVso**$ は、アンチスキッド制御、トラクション制御、制動操舵制御、前後制動力配分制御あるいはそれらの組合せ等の制御モードに応じて演算が異なるが、これらについては説明を省略する。

【0068】次にCPUは、スリップ率偏差 $\Delta St**$ を所定値 Ka と比較し、 $\Delta St**$ の絶対値が Ka 以上であれば、スリップ率偏差 $\Delta St**$ の積分値 $I \Delta St**$ を算出して更新する（ステップ114, 116）。即ち、今回のスリップ率偏差 $\Delta St**$ にゲイン $G I**$ を乗じた値を前回のスリップ率偏差積分値 $I \Delta St**$ に加算して積分値 $I \Delta St**$ を求める。スリップ率偏差 $\Delta St**$ の絶対値が所定値 Ka を下回るときには、積分値 $I \Delta St**$ をリセットする（ステップ118）。

【0069】次に、ステップ117乃至120において、スリップ率偏差積分値 $I \Delta St**$ を上限値 Kb 以下で下限値 Kc 以上の値に制限する。すなわち積分値 $I \Delta St**$ が上限値 Kb を超えるときは Kb に変更し、下限値 Kc を下回るときは Kc に変更する。

【0070】次に、急増圧、緩増圧、ホールド、緩減圧、急減圧等の車輪ブレーキ圧制御モード（液圧制御モード）を定めるためのパラメータ $Y**$ を、 $Y** = Gs** \cdot (\Delta St** + I \Delta St**)$ と算出する（ステップ121）。ここで $Gs**$ はゲインで

あり、車体横すべり角 β に応じて図14に実線で示すように定める。また、もう1つのパラメータ X^{**} を

$$X^{**} = G_d^{**} \cdot \Delta D V_{so}^{**}$$

と算出する(ステップ122)。このときのゲイン G_d^{**} は図14に破線で示すように一定の値(固定値)である。

【0071】次にCPUは、「液圧制御モード設定」(ステップ123)で、各車輪毎に、算出したパラメータ X^{**} , Y^{**} に基づき、図13に示す制御マップに従って液圧制御モードを、急増圧、緩増圧、ホールド、緩減圧又は急減圧と決定する。図13に示すように、パラメータ X^{**} , Y^{**} の値に対して予め急増圧、緩増圧、ホールド、緩減圧および急減圧を定めている。

【0072】ステップ123にて今回決定した制御モードが、前回決定した領域に対し、増圧から減圧もしくは減圧から増圧に切換わる場合には、ブレーキ液圧の立下りもしくは立上りを円滑にする必要があるので、増減圧補償処理(124)が行われる。例えば急減圧モードからパルス増圧モードに切換わるときには、まず急増圧がある時間行なって車輪ブレーキ圧の上昇を速くそしてパルス増圧を行なう。このときの急増圧時間は、直前の急減圧モードの持続時間に基づいて決定する。CPUは次に、ステップ123および124で決定した制御モードに従って、ブレーキ液圧制御回路PCの各電磁弁の電気コイルのオン(通電)/オフ(非通電)を制御する

(ステップ125)。なお、アンチスキッド制御、トラクション制御、制動操舵制御あるいは前後制動力配分制御の各制御要と判定したときCPUは要とした制御を表わす情報をレジスタに書き込み、その制御を不要と判定したとき該情報をクリアする。「ソレノイド駆動処理」

(125)では、いずれの制御も不要なときには、ブレーキ液圧制御回路PCの全電磁弁(電気コイル)をオフ(非通電)とし、電磁弁の選択的なオン/オフは行なわない。制御要の情報がある場合のみ、ステップ123および124で決定した制御モードと、それに対応したオフデューティに従って、ブレーキ液圧制御回路PCの電磁弁をオン/オフする。すなわち、各輪の車輪ブレーキ圧を、ステップ123および124で決定した制御モードに従って、急増圧、緩増圧、ホールド、緩減圧又は急減圧する。

【0073】CPUは、以上に説明したメインルーチン(ステップ2~21)を、所定周期で繰返し、この繰返しによって、最新の車両運転状態に応じてそれが、車両の操舵性、方向安定性、制動あるいは加速(発進を含む)を損なう方向に進むとき、これを抑制するように、各車輪ブレーキ圧が自動的に制御され、かつ場合によってはサブスロットル開度が抑制される。

【0074】例えば、車体横すべり角 β と車体横すべり角速度 $D\beta$ の値が、オーバーステア傾向領域(制御領域:図11の斜線領域)に入ると、オーバーステア抑制制御

が開始され、制御領域を脱すればオーバーステア抑制制御が終了し、図11に矢印の曲線で示したように、 β および $D\beta$ が安定領域に戻る。また、横加速度 Gya が目標横加速度 Gya からはずれてアンダーステア傾向領域(制御領域:図12の斜線領域)に入ると、アンダーステア抑制制御が開始され、制御領域を脱すればアンダーステア抑制制御が終了し、図12に矢印の曲線で示したように横加速度 Gya が安定領域に戻る。

【0075】以上に説明した実施例では、前輪部で路面の摩擦係数 μ が高から低に切換わると、「液圧サーボ制御」(ステップ21)の中の「液圧制御モード設定」

(ステップ123)で、前車輪の少くとも一方に対して「急減圧」モードが決定される。そして、「後輪制御量調整演算」(ステップ12)の中の「前輪高低 μ ジャンプ判定」63で、この変化に応答して $F M J M P = 1$ が設定されて、「ゲインマップ抽出演算」65で、この変化を検知してからの経過時間 $O G T$ が計測され、かつ、前輪減速度のピーク値 $D V F M A X$ (これはステップ5の「前輪車輪加速度ロック方向ピーク $D V F M A X$ 演算」で算出)に対応するゲイン G_c ($0 < G_c < 1.0$)が算出される。そして、経過時間 $O G T$ が、該変化点に後輪が達する時間 L/V_{so} より短い時間 $O N D T = K_t \cdot L/V_{so}$, $0 < K_t < 1.0$ になると、後輪の目標スリップ率 $S t u r o \times G_c$, $S t u r i \times G_c$ 又は $S t e r o \times G_c$, $S t e r i \times G_c$ が、高値($G_c = 1.0$)から低値($G_c < 1.0$)に切換えられ(ステップ13の「制動操舵制御処理」)、これにより「液圧サーボ制御」(ステップ21)で算出するスリップ率偏差 $\Delta S t^{**}$ が減少し、ステップ121で算出するパラメータ Y が低下する。すなわち、パラメータ Y の値が減圧側にシフトして、後輪に対する制御モードがパルス増圧又は保持(ホールド)から、保持、パルス減圧又は急減圧に切換わる。この制御モードに対応したブレーキ圧制御回路PCの電磁弁のオン/オフにより、後輪ブレーキ圧が低下し始めたとき、すなわち経過時間 $O G T$ が実質上時間 L/V_{so} になったとき、後輪が前述の、摩擦係数 μ の高から低への切換わり点に達する。

【0076】したがって、前輪のスリップ率等に基づいて検出した高 μ から低 μ への切換わり点に後輪が達するときに後輪ブレーキ圧の減圧が現われており、後輪における路面の高 μ から低 μ への変化に対応する後輪ブレーキ圧の減圧に実質上遅れはなく、前後輪にブレーキ圧を加えているときに路面が高摩擦係数から低摩擦係数に激しく切換わったときの、後輪の急減速が防止され、路面の摩擦係数に対する車輪ブレーキ圧の不整合が少くなり、オーバーステア又はアンダーステアの抑制効果が高い。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施例の構成を示すブロック図である。

【図2】 図1に示すブレーキ圧制御回路PCの構成を

示すブロック図である。

【図3】 図1に示すマイクロコンピュータMCPのCPUが行なう車輪ブレーキ圧制御動作の一部を示すフローチャートである。

【図4】 図1に示すマイクロコンピュータMCPのCPUが行なう車輪ブレーキ圧制御動作の残部を示すフローチャートである。

【図5】 図3に示すステップ5の「前輪車輪加速度ロック方向ピークDVFMAX演算」の内容を示すフローチャートである。

【図6】 図3に示すステップ12の「後輪制御量調整演算」の内容を示すフローチャートである。

【図7】 図6に示すステップ63の「前輪高底μジャンプ判定」の内容を示すフローチャートである。

【図8】 図6に示すステップ65の「ゲインマップ抽出演算」の内容を示すフローチャートである。

【図9】 図4に示すステップ13の「制動操舵制御処理」の内容を示すフローチャートである。

【図10】 図4に示すステップ21の「液圧サーボ制御」の内容を示すフローチャートである。

【図11】 車体横すべり角 β と横すべり角速度 $D\beta$ の、オーバステア傾向領域（制御領域）を示すグラフである。

【図12】 目標ヨーレート Gyt に対する車体ヨーレート Gya の、アンダーステア傾向領域（斜線領域）を示すグラフである。

【図13】 車輪スリップ率の目標スリップ率に対する偏差 ΔSt^{**} に応じて算出されるパラメータYと、車体

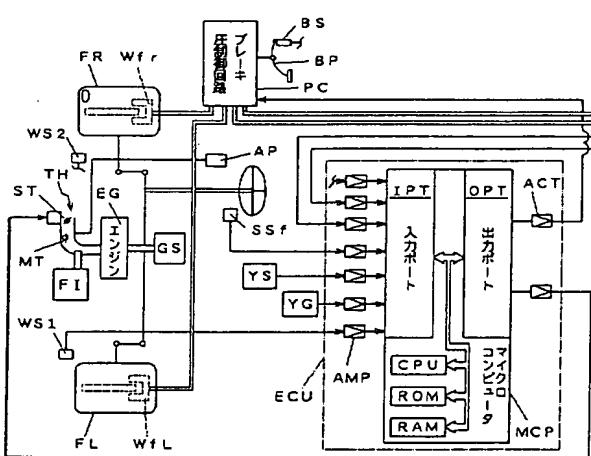
加速度に対する制御対象車輪の加速度との偏差 ΔDV_{so}^{**} に応じて算出されるパラメータXに対応して定める制御モードの領域を示すグラフである。

【図14】 車体横すべり角 β に対応して定める、パラメータY算出用のゲイン Gs^{**} を示すグラフである。

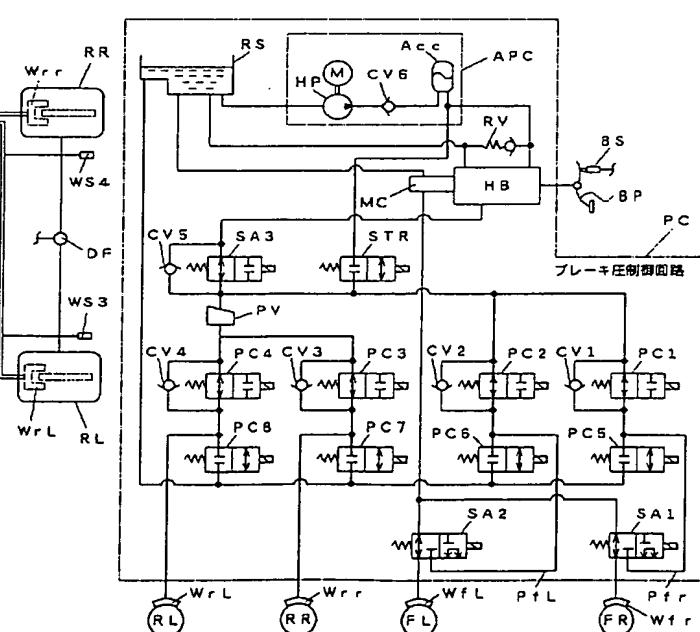
【符号の説明】

F R : 前右車輪	F L : 前左車輪
R R : 後右車輪	R L : 後左車輪
W f r, W f L, W r r, W r L : ホイールシリンダ	
WS 1～WS 4 : パルス発生器	B P : ブレーキペダル
	P C : ブレーキ制御回路
	E G : エンジン
	G S : 変速制御装置
	D S : ディファレンシャルギヤ
	T H : スロットル制御装置
	M T : メインスロットルバルブ
	S T : サブスロットルバルブ
	F I : 燃料噴射装置
	A P : アクセルペダル
	S S f : 操舵角センサ
	Y S : ヨーレートセンサ
	Y G : 横加速度センサ
	E C U : 電子制御装置
	M C P : マイクロコンピュータ
	A P C : 補助液压源

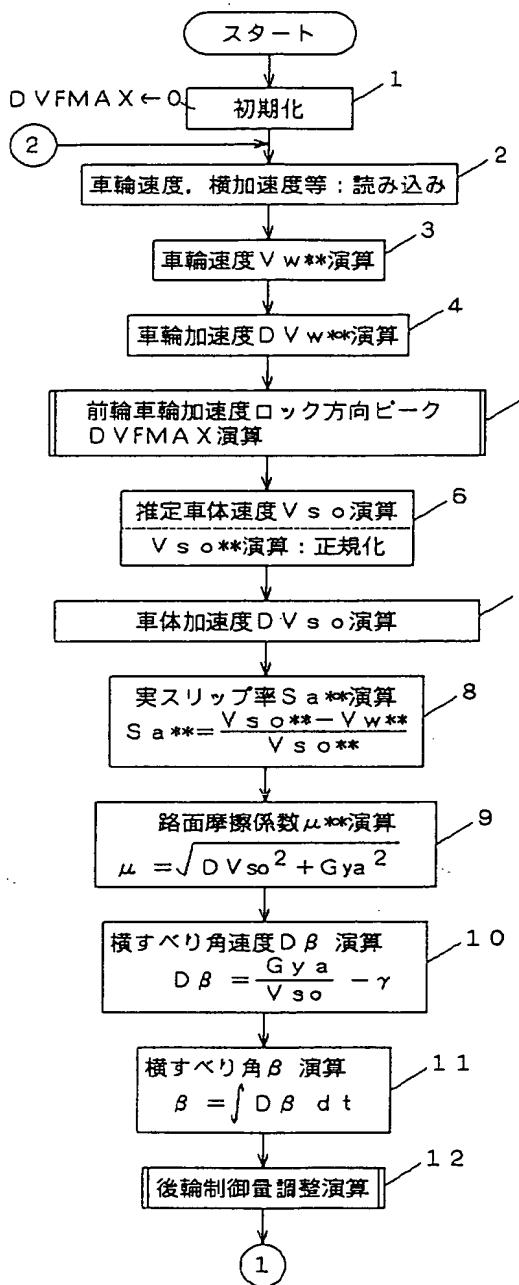
【図1】



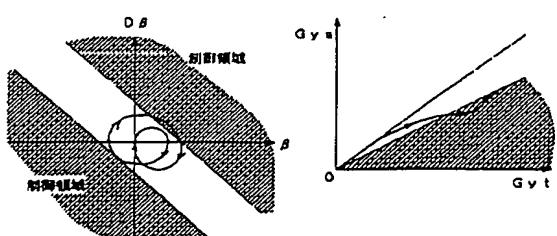
【図2】



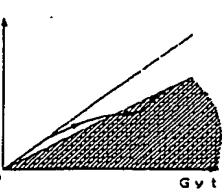
【図3】



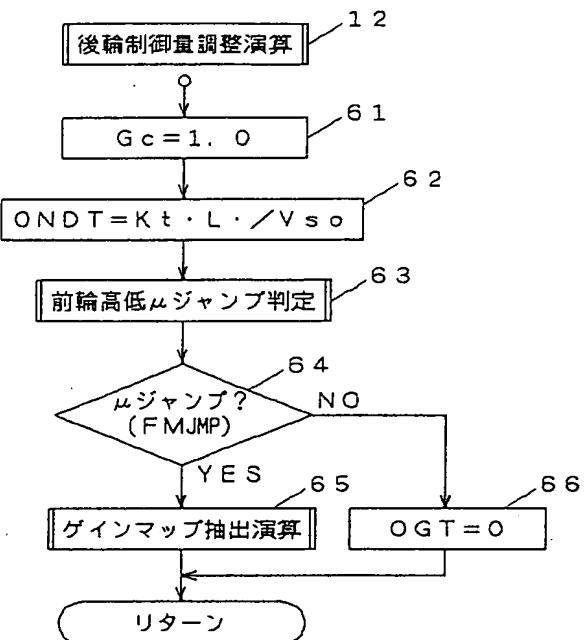
【図11】



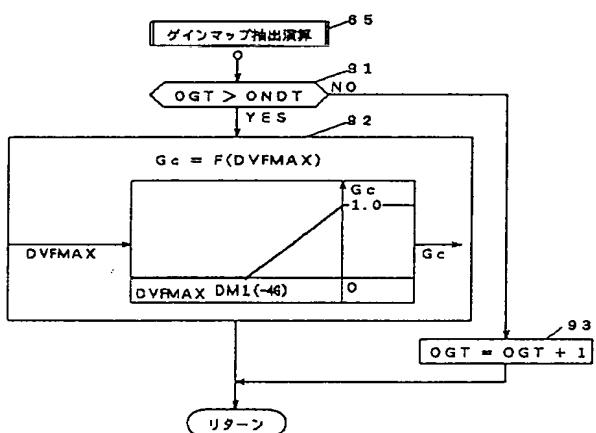
【図12】



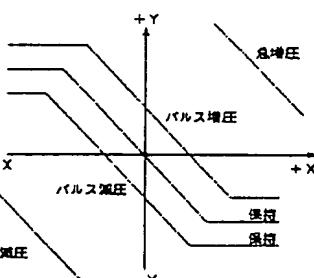
【図6】



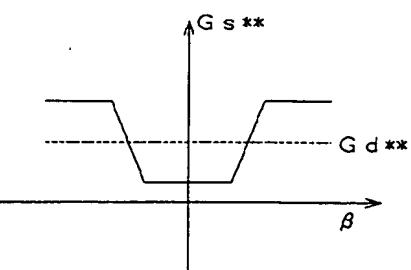
【図8】



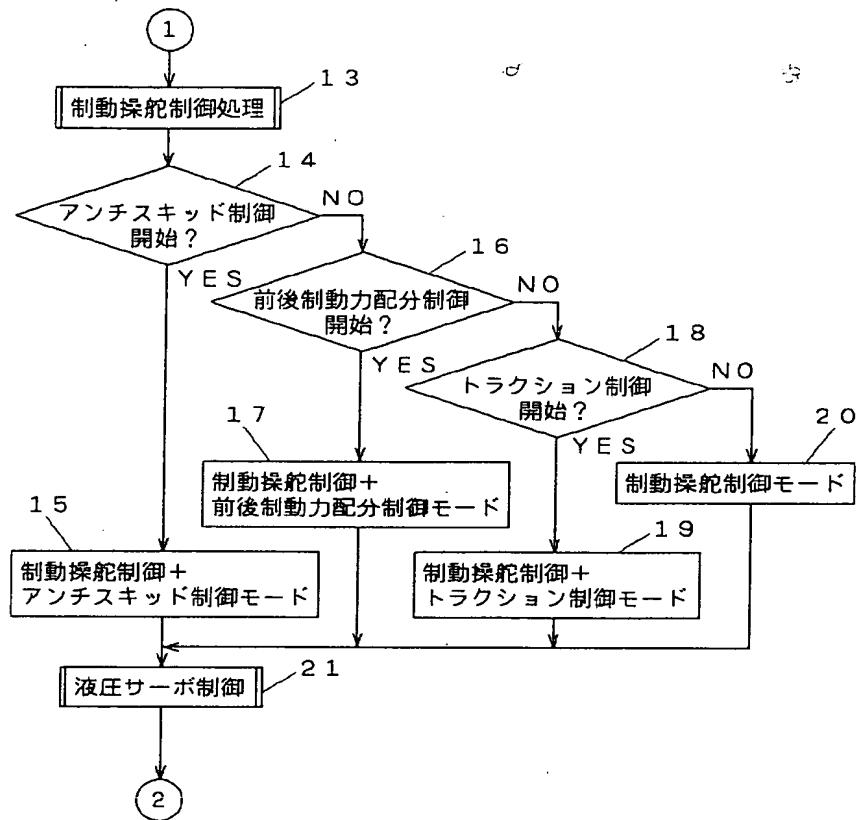
【図13】



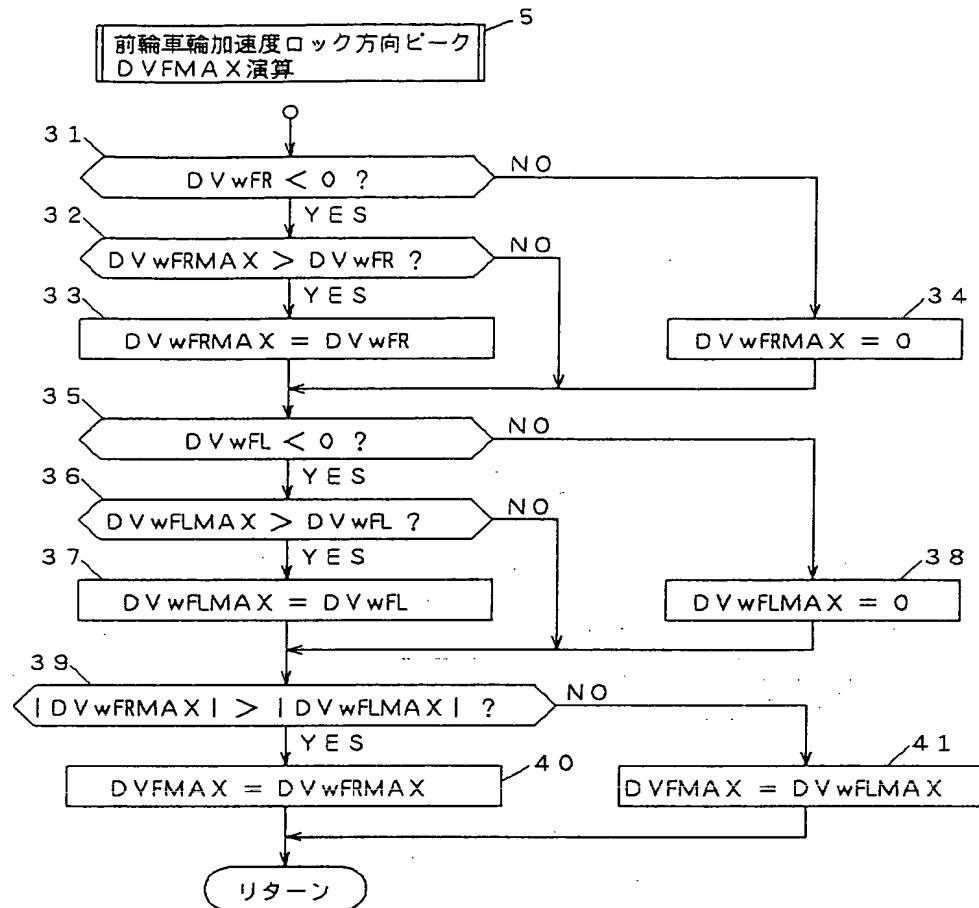
【図14】



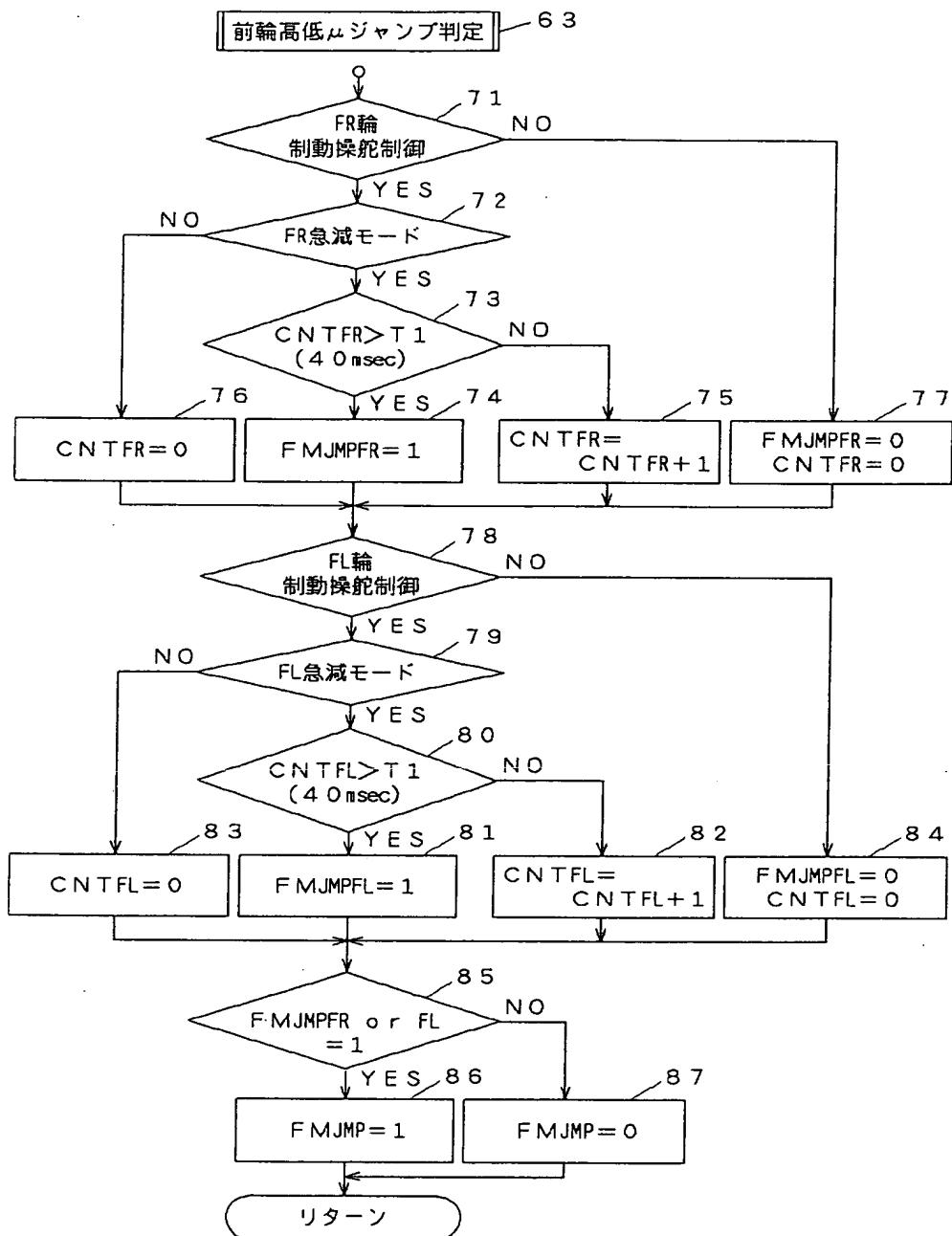
【図4】



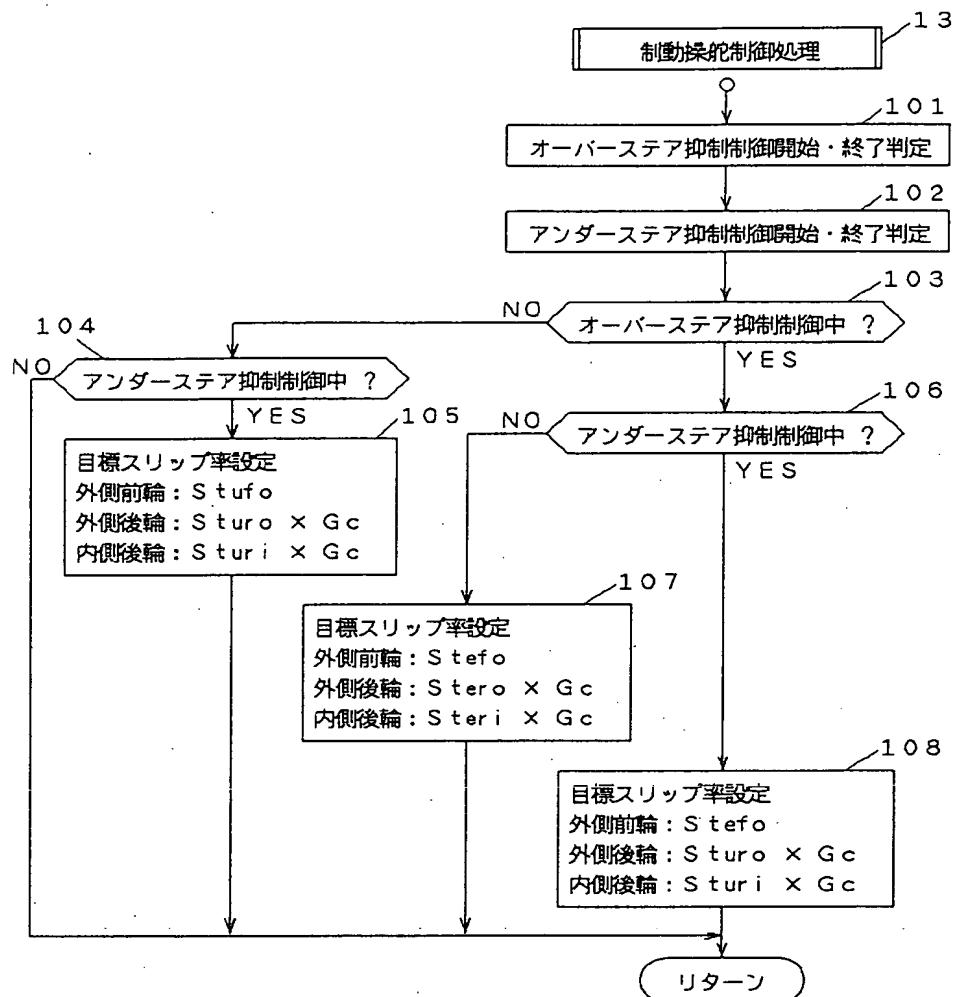
【図5】



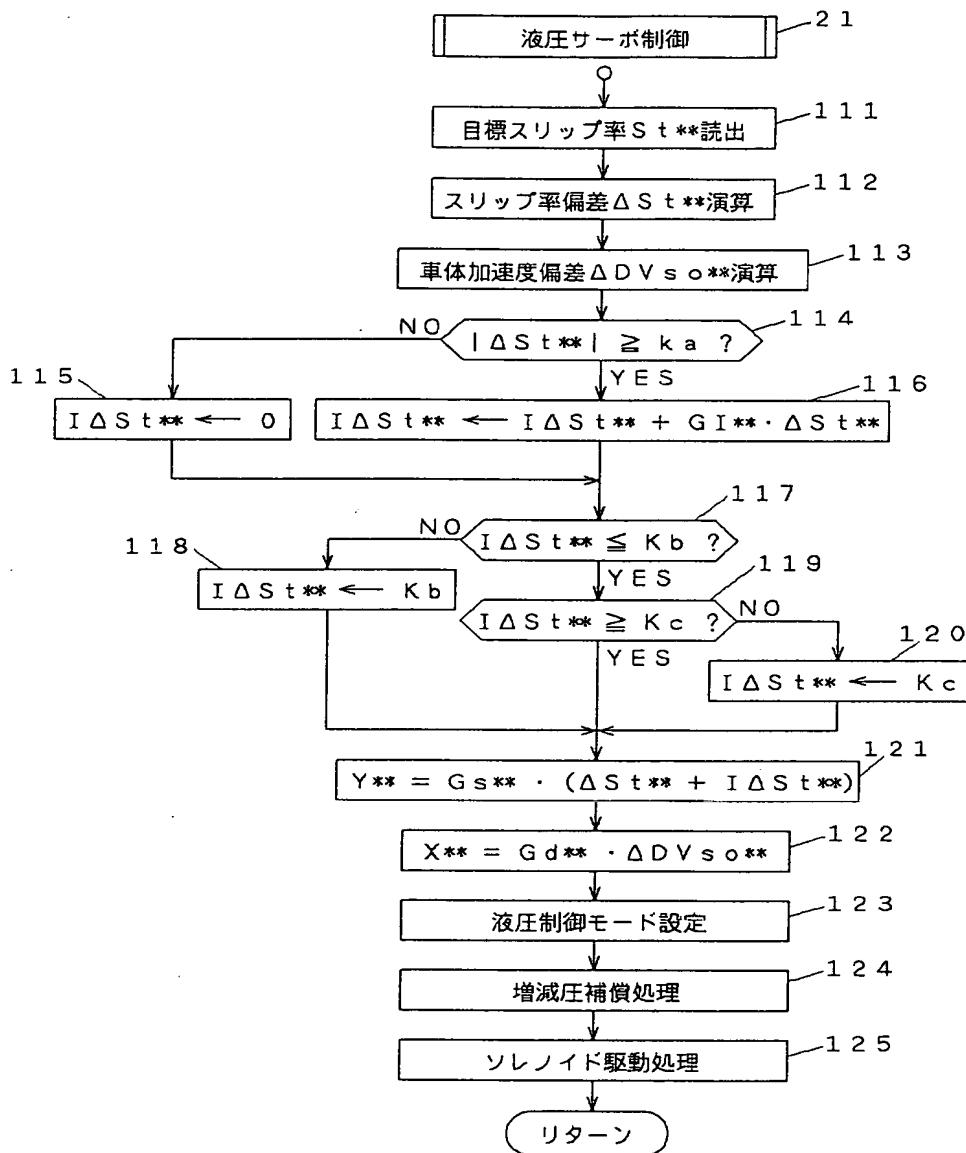
【図7】



[図9]



【図10】



フロントページの続き

(72) 発明者 深見昌伸
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシ
ン精機株式会社内

(72) 発明者 伊藤孝之
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシ
ン精機株式会社内